

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.03.047

凸舌油槽对摆线转子泵空化特性的影响

郑水华¹ 牟成琪¹ 谷云庆¹ 牟介刚¹ 任 芸² 陈真富¹

(1. 浙江工业大学机械工程学院, 杭州 310014; 2. 浙江工业大学之江学院, 绍兴 312030)

摘要: 为了改善摆线转子泵的空化特性,提出一种增加极限进出油面积的凸舌油槽结构方案,建立摆线转子泵凸舌油槽结构模型,采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型对不同工况下摆线转子泵的内部空化流动进行仿真模拟,分析摆线转子泵凸舌油槽结构在不同转速、不同转子位置时的空化特性,并对不同监测点的含气率及轴向含气率不均匀度进行分析,同时对不同旋转速度及不同进口压力条件下摆线转子泵的空化特性进行试验及对比分析。结果表明:凸舌油槽结构在3种转速下对空化均有所缓解,改善的空化位置主要位于靠近最大啮合容积处;高转速时凸舌油槽结构对转子区域内含气率改善最为明显,低转速下凸舌油槽结构对空化改善效果较小;空化沿轴向具有不均匀性,在进油侧最小齿间容积处、转子底部空化严重,而在较大的齿间容积处、转子中上部的空化更为严重。摆线转子泵的容积效率模拟值与试验值较为吻合,且变化趋势一致,不同进口压力下凸舌油槽的容积效率均高于原模型,凸舌油槽的空化特性优于原模型。

关键词: 摆线转子泵; 凸舌油槽模型; 空化; 含气率; 不均匀度

中图分类号: TH326 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2019)03-0412-08

Influence of Tongue Oil Groove on Cavitation Characteristics of Cycloid Gerotor Pump

ZHENG Shuihua¹ MOU Chengqi¹ GU Yunqing¹ MOU Jiegang¹ REN Yun² CHEN Zhenfu¹

(1. College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China

2. Zhijiang College, Zhejiang University of Technology, Shaoxing 312030, China)

Abstract: In order to improve the cavitation characteristics of cycloidal gerotor pump, a convex tongue oil groove structure was put forward with an increasing limit of oil flow, and the structure model of cycloidal gerotor pump convex tongue was established. The RNG $k-\varepsilon$ turbulence model was used to simulate the internal cavitation flow of cycloidal gerotor pump under different working conditions, the cavitation characteristics of cycloidal gerotor pump convex tongue oil groove were analyzed at different speeds and rotor positions, and the gas rate and axial gas bearing rate of different monitoring points were further studied. And the cavitation characteristics of the cycloidal gerotor pump at different rotation speeds and different inlet pressure conditions were tested and compared. The results showed that the structure of the convex tongue can reduce the cavitation at three kinds of rotational speed, the improved cavitation position was mainly located near the maximum inter-tooth volume; the convexity groove had the most obvious improvement in the air rate of the rotor region at high speed, less effective at low speed; the cavitation along the axial direction had an inhomogeneity, the bottom cavitation was more serious in the minimum inter-tooth volume of the inlet side, and the cavitation in the upper part of the rotor was more serious in the larger tooth space. The volumetric efficiency simulation value of the cycloidal rotor pump was in good agreement with the experimental value. The volumetric efficiency of the tongue oil groove was higher than that of the original model under different inlet pressures, and the cavitation characteristics of the tongue oil groove were better than that of the original model.

Key words: cycloid gerotor pump; tongue oil groove model; cavitation; gas rate; unevenness

收稿日期: 2018-12-27 修回日期: 2019-01-18
基金项目: 国家自然科学基金项目(51779226、51606167)和浙江省自然科学基金项目(LY19E050003)
作者简介: 郑水华(1977—),男,副教授,博士,主要从事流体机械研究,E-mail: zneu@zjut.edu.cn
通信作者: 谷云庆(1982—),男,博士后,主要从事流体机械及表面减阻研究,E-mail: guyunqing@zjut.edu.cn

0 引言

摆线转子泵是一种广泛应用于汽车、拖拉机等设备的润滑油泵。同时,作为燃油泵,在电喷汽油机和燃用柴油机的燃烧机上及工程机械的液压系统中也广泛应用^[1-2]。摆线转子泵由内转子、外转子、泵体等部件组成。内外转子相反啮合中发生二次啮合效应,继而产生相对孤立的空間,内外转子在旋转啮合过程中,啮合空间容积随时发生变化,并将液体吸入和排出各个空间,液体不断吸入和排出泵体^[3-5]。内、外转子同向旋转,两转子间相对滑动速度较小,且只相差一个齿,故具有磨损少、运转平稳、噪声小、寿命长等优点^[6-8]。摆线转子泵因其结构紧凑、容积效率高和成本低廉等优点,而广泛应用于汽车工业中^[9]。近年来,国内外学者对转子泵进行较多的研究^[10-14]。

转子泵作为汽车的重要组成部分,其内部流动诱导噪声产生的因素较多^[2]。如泵吸油时,吸油腔内压力降低,当压力低于油液饱和蒸气压时,油液蒸发成气体,气体空泡形成、发展并溃灭,产生高速冲击,使局部产生强烈湍流,进而产生气蚀振动,气蚀对振动的影响是最主要的,气蚀还会对泵体造成严重损伤^[15-16]。目前国内外针对转子泵的研究大多围绕内外转子的型线优化设计和改善其容积效率,而对内部流场空化特性的研究相对较少。

基于此,为了改善摆线转子泵的空化特性,本文建立一种增加极限进出油面积的凸舌油槽结构,基于数值仿真技术,分析不同转速工况下凸舌油槽模型结构对泵空化改善情况,比较转子顶端与转子前缘和尾缘的空化分布,分析轴向空化不均匀度,研究凸舌油槽模型对摆线转子泵空化特性的影响。

1 数值计算方法

1.1 摆线转子泵建模

以 B3000 型汽车发动机机油泵为摆线转子泵的模型泵,转子泵结构如图 1 所示。输送介质为 5W-30 SN 级机油,其设计参数为:外转子外径 $D_2=69.7\text{ mm}$,外转子内径 $d_2=42.7\text{ mm}$,内转子外径 $D_1=52.6\text{ mm}$,内转子内径 $d_1=32.85\text{ mm}$,齿厚 $B=28\text{ mm}$,内转子齿数 $Z_1=4$,外转子齿数 $Z_2=5$,内转子转速 $n=3\,000\text{ r/min}$,出口压力 $p_2=0.5\text{ MPa}$ 。

考虑到较小的摆线转子泵在较高转速时仍有较高的容积效率;并且齿轮在泵体内高速转动,每个齿间容积腔在进油槽区域的逗留时间很短,而油液需要一定时间才能填满齿间油腔,当填充油

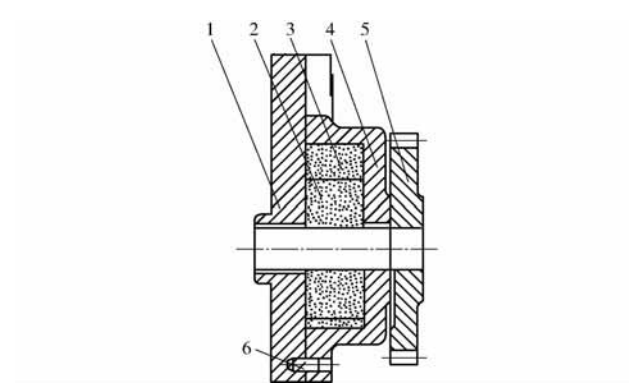


图 1 摆线转子泵结构简图
Fig. 1 Structure of cycloid gerotor pump
1. 泵盖 2. 内转子组件 3. 外转子 4. 泵体组件 5. 传动齿轮 6. 圆柱销

液所需时间大于齿间容积在进油槽区域的停留时间,油液填充不充分,会出现油液填充不良,致使转子泵系统不稳定^[17-18],从而导致泵转速过高或齿轮厚度太大时,容积效率明显下降,原模型泵油槽结构如图 2a 所示。基于此,提出一种增加极限进出油面积的凸舌油槽模型,如图 2b 所示,以达到降低摆线转子泵径向力和压力脉动并最终实现改善空化的目的。

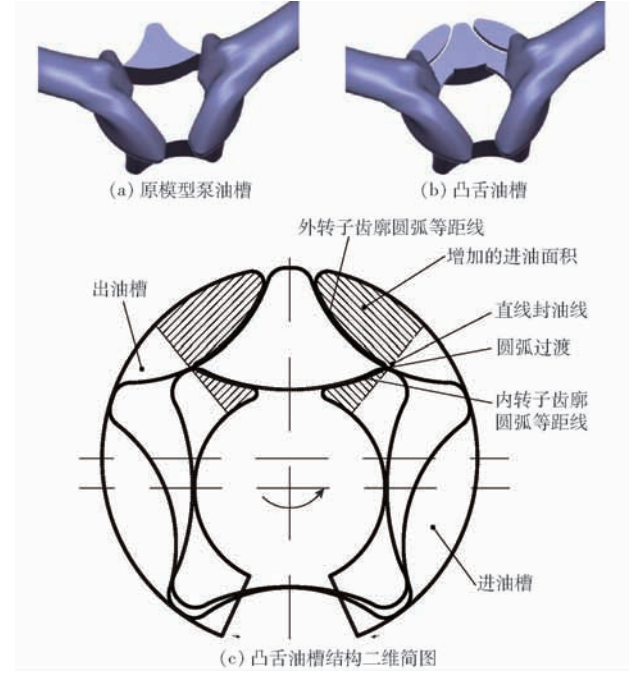


图 2 油槽模型
Fig. 2 Tank model

凸舌油槽结构由外转子外径圆弧及外转子型线组成,并在外转子外径处附近光滑过渡,如图 2c 所示。为保证转子的正确啮合,采用摆线运动方程描述内外转子的型线,即

$$\begin{aligned} x &= R\cos((1-i)a) + e\cos a - \\ &\frac{a[R(1-i)\cos((1-i)a) + e\cos a]}{\sqrt{e^2 + R^2(1-i)^2 + 2Re(1-i)\cos(ia)}} \end{aligned} \quad (1)$$

$$y = R \sin((1-i)a) + e \sin a - \frac{a[R(1-i)\sin((1-i)a) + e \sin a]}{\sqrt{e^2 + R^2(1-i)^2 + 2Re(1-i)\cos(ia)}} \quad (2)$$

式中 R ——创成圆半径 i ——转子传动比
 a ——外转子圆弧齿形半径
 e ——内外转子偏心距

在凸舌油槽模型中,进油槽和出油槽的大端封油线不采用直线,通过内外转子齿廓的内等距线及圆弧过渡线光滑过渡。其中内外转子的摆线齿廓与内等距线相距均为 1~2 mm,用于保证封油效果。相比于直线封油线,采用曲线封油线能增加进油面积,该阴影部分为凸舌结构。凸舌进油槽使得齿间容积能更早地与进油槽联通,减少油液来不及填充进齿间容积的情况。对摆线转子泵流道和转子系统进行三维建模,计算流体区域包括进油槽流道、出油槽流道、内外转子流体域,摆线转子泵油槽结构如图 2 所示。

RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型是一种高雷诺数湍流模型,其能够较好地呈现摆线转子泵内部流动情况及近壁区流动状态^[19-21]。采用 Pumplinx 软件对流体域进行网格划分以及数值模拟。

1.2 网格划分及参数设置

转子泵流体域中,考虑到内外转子间微小间隙,对转子泵流体域进行结构化网格划分,并对转子间隙处进行加密处理,其中内外转子啮合间隙处网格划分 15 层。为了兼顾数值模拟可靠性和计算时间,需选择合适的网格数量,当摆线转子泵的出口流量与网格数的相关度不大时,即可视为网格无关。在额定工况下对 5 组不同尺度网格无关性进行分析,即 $n = 3\,000\text{ r/min}$, $p_2 = 0.5\text{ MPa}$ 工况下,对流场进行数值模拟。对网格的无关性分析中发现,当网格数大于 40 万后,摆线转子泵的出口流量及容积效率基本稳定,其误差均在 1% 以内,故最终选用网格数量为 40 万。摆线转子泵的模型网格如图 3 所示。

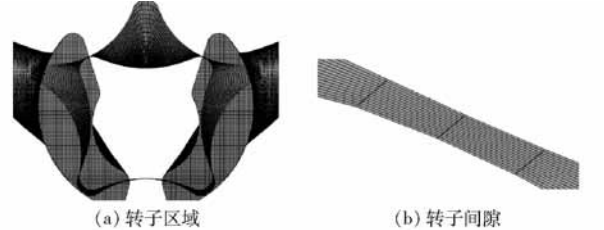


图 3 模型网格
Fig. 3 Model meshes

摆线转子泵的进出口油槽端面分别为压力入口和出口边界条件,其中进口压力为大气压,其他为壁面边界条件;计算时不考虑油液的温度变化,模型不加入能量方程;计算过程中收敛精度设为 $1.0 \times$

10^{-4} ;设定内转子转速为 3 000 r/min,外转子转速为 2 400 r/min;流体为 25℃ 的油液,密度为 800 kg/m^3 ,饱和蒸汽压为 400 Pa;采用基于均质的全空化模型,假设气泡平均直径为 $1 \times 10^{-6}\text{ m}$;其中参考压力为 0 Pa,采用一阶迎风格式对流场进行计算。非定常计算时间步长取 0.167 ms,即转动周期的 1/120,每个时间步内最大迭代步数为 50 步;采用标准壁面函数处理近壁面,固体壁面设为无滑移。

1.3 监测点设置

转子转动过程中,其顶端前缘与后缘的压力情况不同,因而空化状况也不同,故在转子顶端前后均需设置监测点,综合转子的结构特征及空化特性,最终在转子上布置了 12 个监测点,如图 4 所示。图 4 中,在内转子的齿顶后缘设置点 b 、齿根处设置点 d 、齿顶处设置点 e 、齿顶前缘设置点 f ;由于当齿厚较厚时,空化情况沿轴向有所差异,故沿转子轴向方向各设置 3 个点,监测点分别为 $d_1, d_2, d_3, e_1, e_2, e_3, f_1, f_2, f_3, b_1, b_2, b_3$ 。各个点均为运动点,与转子同步转动,均由方程来控制监测点运动轨迹,其运动方程为

$$\begin{cases} x_f = 0.98 \frac{D_1}{2} \sin\left(\frac{\pi n}{30}t + \frac{5\pi}{18}\right) \\ y_f = 0.98 \frac{D_1}{2} \cos\left(\frac{\pi n}{30}t + \frac{5\pi}{18}\right) \end{cases}$$
$$\begin{cases} x_b = 0.98 \frac{D_1}{2} \sin\left(\frac{\pi n}{30}t + \frac{2\pi}{9}\right) \\ y_b = 0.98 \frac{D_1}{2} \cos\left(\frac{\pi n}{30}t + \frac{2\pi}{9}\right) \end{cases}$$
$$\begin{cases} x_d = \frac{d_1}{2} \sin\left(\frac{\pi n}{30}t\right) \\ y_d = \frac{d_1}{2} \cos\left(\frac{\pi n}{30}t\right) \end{cases}$$
$$\begin{cases} x_e = \frac{D_1}{2} \sin\left(\frac{\pi n}{30}t + \frac{\pi}{4}\right) \\ y_e = \frac{D_1}{2} \cos\left(\frac{\pi n}{30}t + \frac{\pi}{4}\right) \end{cases}$$

式中 $x_f, y_f, x_b, y_b, x_d, y_d, x_e, y_e$ ——监测点 f, b, d, e 坐标值

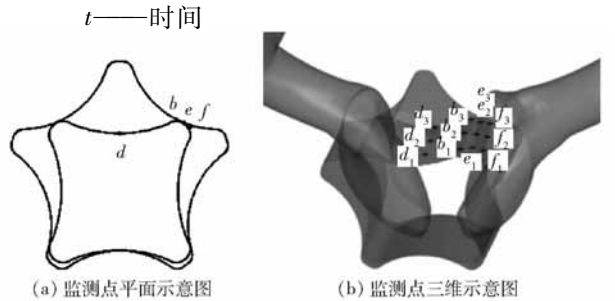


图 4 监测点布图

Fig. 4 Layout of monitoring points

2 摆线转子泵空化特性

2.1 不同转速下的空化特性

图 5 为不同转速下原模型与凸舌油槽模型转子区域含气率对比曲线。由图 5 可知,无论是原模型还是凸舌油槽模型,其转速越高,转子区域的含气率越高,即空化越严重。其原因是随着转速的增加,每个齿间容积与进油槽接触的时间越短,使油液来不及填充进齿间容积,转子便脱离了进油槽,造成进油不充分,无法及时填补因齿间容积变大形成的负压。当压力低于油液饱和蒸汽压时,油液发生汽化,在流体内残留空泡,在高压流体的挤压下爆裂,对内外转子壁面产生严重的冲击振动,且转速越高,空化恶化越严重。凸舌油槽模型在各个转速下对空化均有缓解作用,相比原模型,在 $n = 2\,000$ 、 $3\,000$ 、 $4\,000\text{ r/min}$ 工况下,转子内平均含气率下降了 21.7% 、 22.4% 、 19.8% 。其原因是凸舌油槽模型增加了进油时间,进而增加进油量,使容易形成空泡的区域及时被新的油液填满,阻碍了空泡的形成和扩散。同时,从图 5 可以看出,在高转速时凸舌油槽模型对转子区域内含气率改善最明显,而低转速下凸舌油槽模型的空化改善效果相对较小,其原因是低转速时转子泵本身的空化并不严重,故凸舌油槽模型在较严重空化时更能发挥作用。

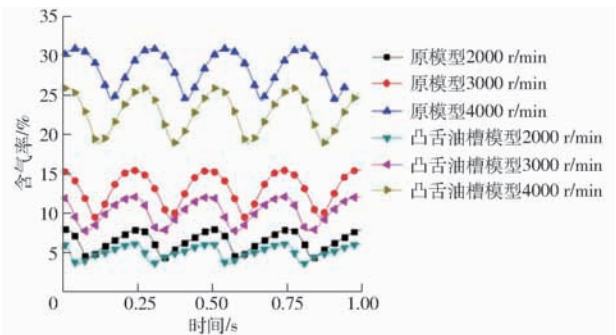


图 5 不同转速时的转子含气率

Fig. 5 Gas rate at different rotor rotational speeds

图 6 为不同转速工况下,原模型与凸舌油槽模型空化等值面对比。图中转子刚完成进油过程,吸油能力最弱,因而空化最严重。在各个转速工况下,凸舌油槽模型中的转子空化相比于原模型均有所改善。在 $n = 2\,000\text{ r/min}$ 时,两种模型下转子空化程

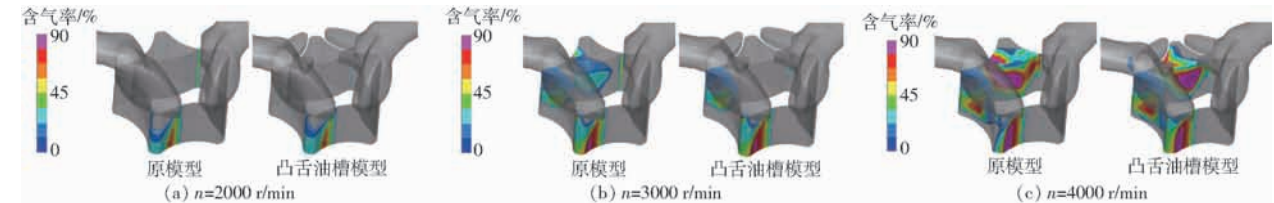


图 6 不同转速下转子空化等值面云图

Fig. 6 Rotor cavitation level cloud images at different speeds

度差别不大,因为 $n = 2\,000\text{ r/min}$ 时,转子空化现象不明显,凸舌油槽模型所增加的进油面积影响不大。在 $n = 3\,000\text{ r/min}$ 时,原模型在最大齿间容积处有明显空化,因为 $n = 3\,000\text{ r/min}$ 时,最大齿间容积已与进油槽断开,造成供油不足;而凸舌油槽模型并未发生如原模型的现象,因为此时大小凸舌刚与最大齿间容积断开,仍有部分油液依靠惯性填充进齿间容积内。在 $n = 4\,000\text{ r/min}$ 时,转子已发生严重空化,空化蔓延至进油槽侧的各个齿间容积内,以最大齿间容积最为严重,凸舌油槽模型对该容积仍有改善作用,但对其他两个较小的容积腔改善不明显。

综上可知,摆线转子泵改善的空化位置主要位于靠近最大啮合容积处,其原因是这部分区域容积较大,流体流动阻力较小,延长进油时间油液能较容易地进入齿间容积;进油区的最小齿间容积变化不大,这也是转子泵工作过程中最易发生空化的区域,因为这部分齿间容积小,流体流动阻力大,即使有充分进油,油液也难以进入,而本文研究的凸舌油槽模型只针对大端进油线,并未对小端进油线做修改,故这部分空化并未改善。

2.2 不同转子位置空化特性

由于内转子相邻两齿相隔 90° ,为明确转子在不同时刻的空化特性,在进行非定常计算时,每 15° 保存一个结果文件,即将一个完整的进排油过程拆分为 6 个时刻,取进排油开始内转子转过角度为 α ,标准工况下原模型与凸舌油槽模型在不同时刻的空化等值面云图如图 7 所示。图 7 中各个图的左侧为进油槽,右侧为出油槽,由于空化主要发生在进油槽侧,故仅对该部分进行详细分析。由图 7 可知,凸舌油槽模型对空化的改进部分主要集中在较大的齿间容积腔内,即图中圆圈标注的地方,其他较小的齿间容积腔相差不大,因该部分都处于进油槽内,无结构改型,故影响不大,因此主要分析圆圈标示区域。

进油槽侧内转子转过 15° 时,改型前后空化差别不大,因为该齿间容积的大部分仍在进油槽内,仅在超出进油槽的部分,改型后空化略有减少。 $\alpha = 30^\circ$ 和 $\alpha = 45^\circ$ 时,当齿间容积离开进油槽后,空化范围集中在进油槽以外的区域,可明显看到原模型中空化区域以进油槽的封油线为分割线,且空化集中

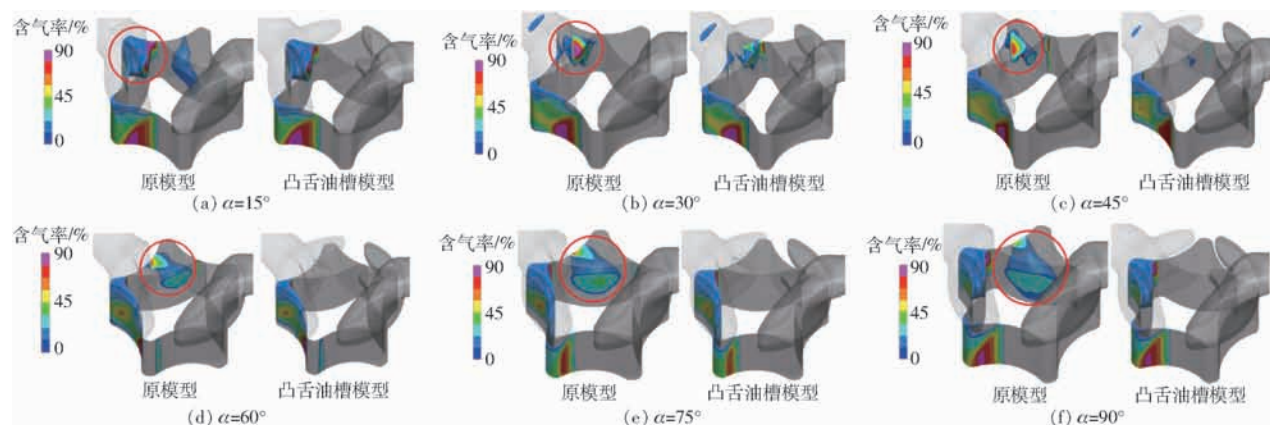


图7 不同时刻转子空化等值面云图

Fig.7 Cavitation contour maps at different time

在转子上端面处,转子底部并未观察到空化;而凸舌油槽模型在内转子转过 30° 时有一定程度空化,相比原模型要少; $\alpha = 45^\circ$ 时,凸舌油槽只有很少量的空化存在。 $\alpha = 60^\circ$ 、 $\alpha = 75^\circ$ 、 $\alpha = 90^\circ$ 时,该齿间容积腔继续离开进油槽,齿间容积逐步扩展到最大,此时空化区域也同步扩张,直到齿间容积腔与进油槽断开时扩展至最大,且空化依附于内转子齿根处呈现扩大的趋势,相比原模型凸舌油槽模型在对应位置均无明显空化,说明凸舌油槽模型发挥作用的时段正是齿间容积腔逐渐与进油槽断开的时段,利用凸舌持续的给油,具有非常明显的改进作用。

同时,通过动态观察空化生长过程可知,空化起始于 $\alpha = 60^\circ$ 时,靠近进油槽小端封油线的内外转子啮合处,转子转到 75° 时与闭死容积内的气泡融合,到 90° 时进一步扩张,随着齿间容积腔的扩大,腔内压力降低,空化变化过程如前所述;空化的溃灭过程即发生在转子 90° 至下一周期的转子 15° ,且转至 15° 时最大啮合容积腔处的残余空化即上一个周期空化溃灭所留下的。

2.3 监测点含气率分析

在标准工况下,对最后 1 个周期监测点含气率进行分析,转子经过一周期各监测点含气率变化情况如图 8 所示。由图 8a ~ 8c 可知,原模型与凸舌油槽模型齿顶后缘在 b_1 、 b_2 、 b_3 的含气率变化大致相同,在 $0 \sim 0.5$ s 为排油过程,因此监测点含气率不高,在 $0.5 \sim 1.0$ s 为吸油过程。在 $0 \sim 0.8$ s 过程中含气率相近,即整个进油过程改型前后空化状况相近,但 b_1 点的空化持续时间最长,含气率最高点有一段平台期,而 b_2 与 b_3 点含气率衰减较早,说明转子顶部端面,在齿顶后缘处有较长时间难以得到油液补充。这是因为齿顶在扫过油液时,油液需要追赶上齿顶的速度才能填充进齿顶后缘。在 $0.8 \sim 1$ s 中,凸舌油槽模型的 b_1 、 b_2 、 b_3 含气率均小于原模型,即在进油结束,齿顶离开进油槽时,凸舌油槽模型依

靠油液惯性填充进齿顶后缘,其中使得进油末端更加平顺,在该时段 b_1 与原模型差别最为明显,即转子上端面的改善作用最好。由图 8d ~ 8f 可知,在齿顶前缘处,原模型 f_1 、 f_2 、 f_3 含气率变化规律相近,在 $0.6 \sim 0.85$ s 过程中, f_1 、 f_2 、 f_3 凸舌油槽含气率均小于原模型,该时段齿顶位于进油槽内,凸舌油槽模型有更大的进油量,齿顶前缘在离心力作用下能带动更多的油液,缓解该时段转子内的空化状况。 f_2 在该时段含气率差别最明显,即该点的空化改善效果最佳。对比齿顶后缘可以看出,齿顶前缘的空化发生时刻比齿顶后缘要更早,因为齿顶前缘更早进入进油槽。由图 8g ~ 8i 可知,在齿根处,在 $0.9 \sim 1$ s 过程中, d_1 、 d_2 、 d_3 含气率凸舌模型小于原模型,通过找出相应转子位置发现,相比于原模型,该时段齿根处仍和凸舌油槽模型的下凸舌接触,即比原模型增加了这部分进油时间,因而油液有更多的时间填充进齿根,降低了齿根处含气率。 d_1 点在 0.55 s 时含气率骤升至最高又骤降,而 d_3 点经历较长时间的含气率抬升,此时监测点进入闭死容积腔内,由于 d_1 点位于转子顶部,较易吸油。由图 8j ~ 8l 可知,在齿顶处,原模型与凸舌油槽模型 e_1 、 e_2 、 e_3 在整个转子周期内都比较吻合,因为齿顶位置始终与外转子啮合,该位置无论压力脉动还是空化都难以改善,与啮合间隙有较大关联。

2.4 轴向含气率不均匀度分析

针对轴向空化分布不均匀的情况,选取原模型各个监测点数据,对比轴向 3 个监测点的含气率分布情况,监测点沿轴向含气率如图 9 所示。由图 9a 可知,进油开始时,齿顶后缘含气率由大到小依次为 b_3 、 b_2 、 b_1 ,因为该时刻位于最小啮合容积,底部进油最困难,因而含气率最高;当齿顶转到较大的齿间容积后, b_1 的含气率上升至最高, b_3 最少,因为此时齿间容积内形成负压,进油槽的油液向下冲击,而转子依然向前转动,造成齿顶后缘形成流动分离,油液与

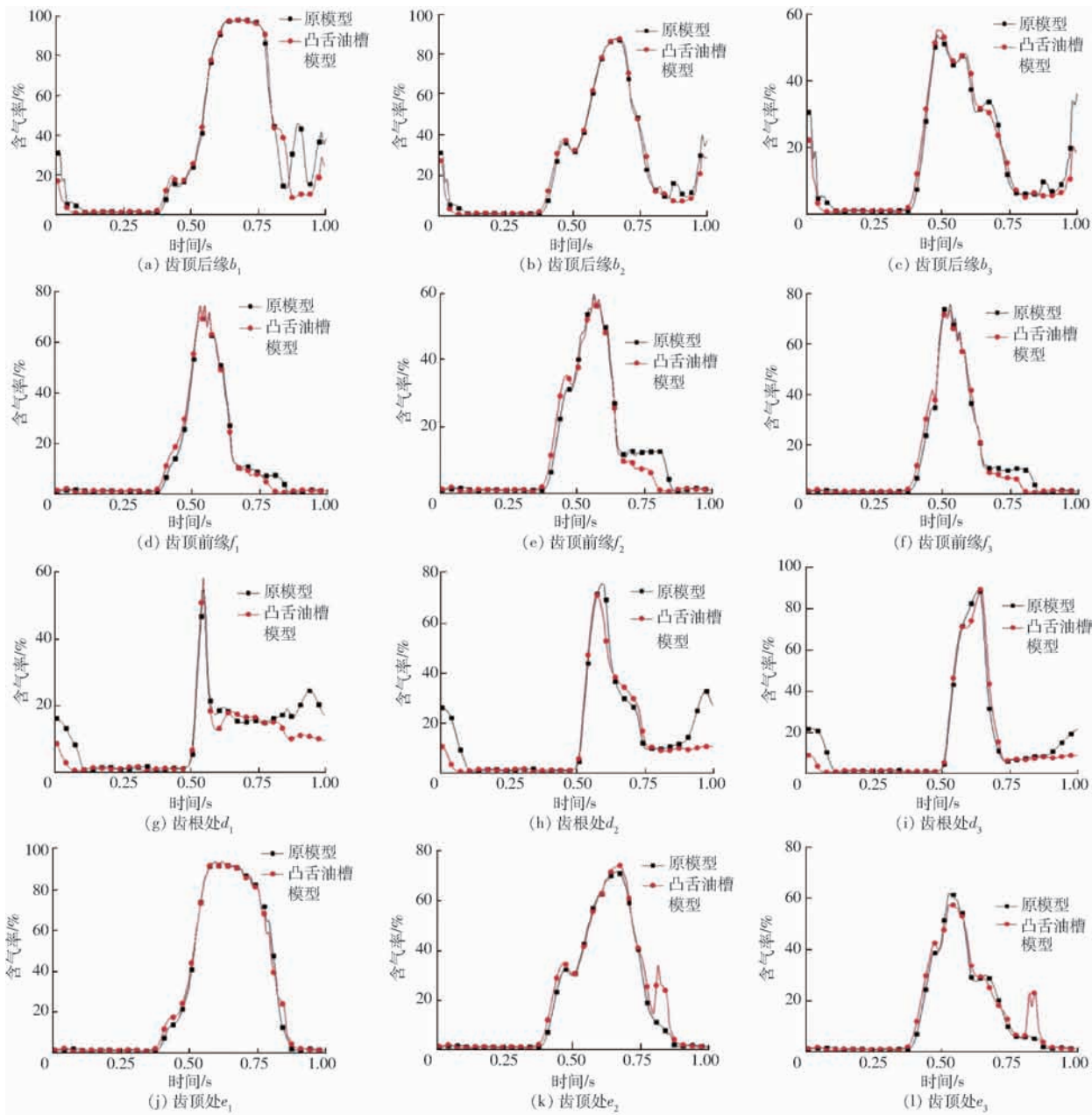


图8 监测点含气率
Fig.8 Air rate of monitoring points

齿顶分离,造成较严重的空化。由图 9b 可知,开始进油时,齿根处含气率由大到小为 d_3 、 d_2 、 d_1 ,同样是转子底部进油困难,齿根离开进油槽后,含气率由大到小为 d_1 、 d_2 、 d_3 ,因为油液沿轴向向下冲击,离开进油槽后,油液仍依靠惯性向下,此时没有油液填充转子上端面,造成上端面空洞,含气率上升。由图 9c 可知,开始进油时,齿顶规律与齿根和齿顶后缘相同,整个进油过程中均是 e_1 最高, e_2 次之, e_3 最低;齿顶监测点位于内外转子啮合处,该处几乎无法轴向进油,只能依靠转子沿周向带油,故容易受到转子后缘的影响,因此其趋势也与转子后缘相近。由图 9d 可知, f_1 与 f_3 含气率相近, f_2 最小,这是因为进油槽向下进油的冲击作用,加上转子的旋转速度,使得油液

被带到转子中部,故此处含气率较低,而转子端面处于缺油状态,含气率较高。

3 试验及对比

试验在浙江华天机械有限公司的试验台进行,试验设备如图 10 所示。试验设备选用卧式驱动电机,通过联轴器连接至泵轴,通过电机旋转带动机油泵工作。试验开始时,先打开调节阀 1,关闭调节阀 2,观察玻璃转子流量计是否有气泡,若有气泡,则该机油泵存在漏油,不符合试验要求,关闭电机,将废品泵取下,换取新的样机进行试验;若无气泡,则关闭调节阀 1,打开调节阀 2,进行后续性能测试;压力转换器将管道内的压力转换为标准电流信号传送至

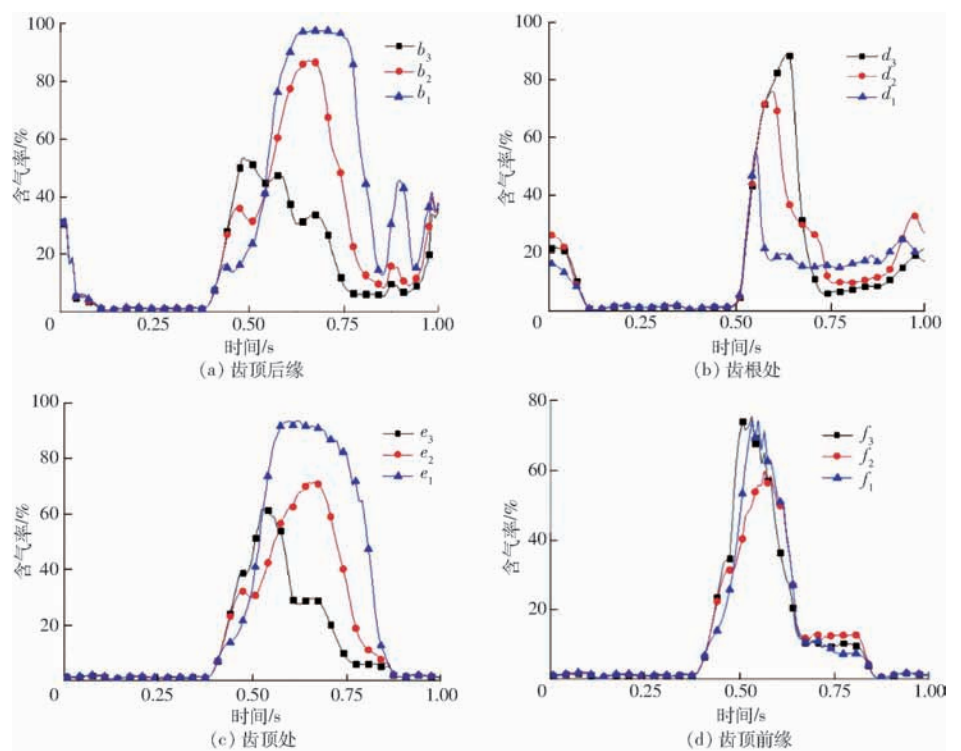


图 9 监测点沿轴向含气率

Fig. 9 Gas rate of monitoring points along axis



图 10 测试装置及样机

Fig. 10 Testing device and prototype

控制台,控制台通过调节电动压力调节阀实现对出口压力的控制;流量转换器将管道内的流量转换为标准电流信号传送至控制台,控制台通过调节电子式电动调节阀,实现对流道内流量的控制。

在 $n = 2\,000$ 、 $3\,000$ 、 $4\,000$ r/min,进口压力 $p_1 = 30$ 、 60 、 90 、 100 kPa 等工况下,对原模型和凸舌油槽模型的空化特性进行试验。通过降低进口压力,使泵内产生空化,测试其容积效率,分析其抗空化能力。

图 11 为出口压力 $p_2 = 0.5$ MPa,不同转速工况下,摆线转子泵的容积效率。由图 11 可知,模拟值与试验值较为吻合,且变化趋势一致,容积效率 η 随进口压力的降低而下降,这是因为进口压力降低使进油腔内供油不足,转子泵的吸油能力下降,造成转子泵容积腔内发生空化,空化气泡占据流道,进一

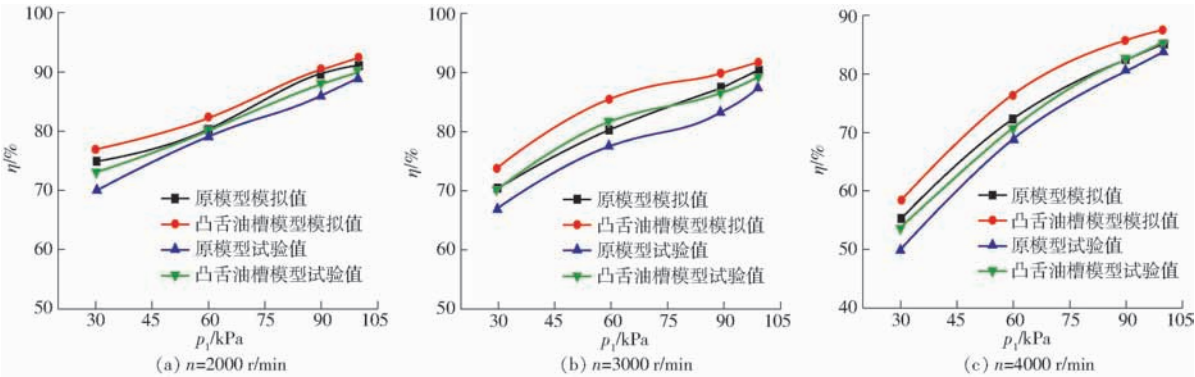


图 11 摆线转子泵空化特性

Fig. 11 Cavitation characteristics of cycloidal rotor pump

步阻碍了进油,导致出口流量降低。

对比两种模型可以看出,无论试验值还是模拟值,凸舌油槽在不同进口压力下都比原模型有更高的容积效率,说明凸舌油槽的空化特性优于原模型,有更好的吸油能力,使得转子内的气体体积组分低于原模型,即受空化的影响较小。随着转速的增加,模拟值和试验值容积效率的下降趋势更加明显,转速越高转子内空化越严重使得泵的出油量减少,引起容积效率明显下降。总体而言,试验值与模拟值的效率相差不大,各个转速下模拟值与试验值的容积效率偏差在允许误差范围内,变化趋势与模拟分析结果一致,进一步验证了空化模拟的准确性。

4 结束语

凸舌油槽模型增加了进油时间,从而增加进油

量,填满原本会产生空泡的区域,阻碍了空泡形成和扩散,在各转速工况下对空化均有缓解作用;相比原模型,转速在 2 000、3 000、4 000 r/min 工况下,转子内平均含气率下降了 21.7%、22.4%、19.8%。凸舌油槽模型改善的空化位置主要位于靠近最大啮合容积处,其他较小的齿间容积腔相差不大;齿间容积腔逐渐与进油槽断开时是凸舌结构发挥作用的时段;凸舌油槽模型在齿顶后缘、齿根处、齿顶前缘对空化均有明显的改善作用;空化沿轴向具有不均匀性,最小啮合容积处、转子底部进油最困难,含气率最高,空化严重,当齿顶转到较大的齿间容积处,油液沿轴向向下冲击,离开进油槽后,油液仍依靠惯性向下,此时没有油液填充转子上端面,造成上端面空洞,含气率上升。通过试验进一步验证了数值计算的准确性。

参 考 文 献

- [1] KUMAR S, MANONMANI K. Computational fluid dynamics integrated development of gerotor pump inlet components for engine lubrication[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2010, 224(12): 1555–1567.
- [2] 李术才, 李梦天, 张霄, 等. 基于数值模拟与实验的三角转子泵性能研究[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(9): 389–396.
LI Shucai, LI Mengtian, ZHANG Xiao, et al. Investigation on performance of triangular rotor pump based on numerical simulation and experiment [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(9): 389–396.
http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20180946&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.09.046. (in Chinese)
- [3] PELLEGRINI M, VACCA A. Numerical simulation of gerotor pumps considering rotor micro-motions[J]. Meccanica, 2017, 52(8): 1851–1870.
- [4] KARAOOZ R M R, FOROUZAN M R, MOOSAVI H. Flow irregularity and wear optimization in epitrochoidal gerotor pumps[J]. Meccanica, 2012, 47(4): 917–928.
- [5] 牟介刚, 刘涛, 谷云庆, 等. 凸舌油槽对摆线转子泵脉动特性的影响[J]. 振动与冲击, 2018, 37(21): 262–266.
MOU Jiegang, LIU Tao, GU Yunqing, et al. Effects of tongue oil groove on fluctuation characteristics of a cycloid rotor pump[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(21): 262–266. (in Chinese)
- [6] JACAZIO G, DE MARTIN A. Influence of rotor profile geometry on the performance of an original low-pressure gerotor pump[J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 100: 296–312.
- [7] ANTONIAK P, STRYCZEK J. Visualization study of the flow processes and phenomena in the external gear pump[J]. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2018, 18(4): 1103–1115.
- [8] STRYCZEK J, BEDNARCZYK S, BIERNACKI K. Gerotor pump with POM gears: design, production technology, research[J]. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2014, 14(3): 391–397.
- [9] JAMADAR M, JOSE A, RAMDASI S S, et al. Development of in-house competency to build compact gerotor oil pump for high speed diesel engine application[C]//8th SAEINDIA International Mobility Conference and Exposition and Commercial Vehicle Engineering Congress 2013, 2013.
- [10] BUONO D, COLA F D S, SENATORE A, et al. Modelling approach on a gerotor pump working in cavitation conditions[C]//ATI 2016–71st Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, Torino, Italy, 2016: 701–709.
- [11] BUONO D, SIANO D, FROSINA E, et al. Gerotor pump cavitation monitoring and fault diagnosis using vibration analysis through the employment of auto-regressive-moving-average technique[J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2017, 71: 61–82.
- [12] SHAH Y G, VACCA A, DABIRI S, et al. A fast lumped parameter approach for the prediction of both aeration and cavitation in gerotor pumps[J]. Meccanica, 2018, 53(1–2): 1–17.
- [13] SIANO D, FROSINA E, SENATORE A, et al. Diagnostic process by using vibrational sensors for monitoring cavitation phenomena in a gerotor pump used for automotive applications[C]//ATI 2017–72nd Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, Lecce, Italy, 2017: 1115–1122.

- 2008(3): 47–48. (in Chinese)
- [18] MUCCHI E, RIVOLA A, DAIPAZ G. Modelling dynamic behaviour and noise generation in gear pumps: procedure and validation[J]. *Applied Acoustics*, 2014, 77: 99–111.
- [19] 赵伟国, 翟利静, 夏添, 等. 离心泵叶片开槽抑制空化数值模拟[J/OL]. *农业机械学报*, 2018, 49(12): 150–157. ZHAO Weiguo, ZHAI Lijing, XIA Tian, et al. Numerical simulation of slotted blade in centrifugal pump on cavitation suppression[J/OL]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2018, 49(12): 150–157. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20181219&flag=1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.12.019. (in Chinese)
- [20] 张人会, 陈学炳, 郭广强, 等. 低比转数离心泵叶轮内流场重构与模态分析[J/OL]. *农业机械学报*, 2018, 49(12): 143–149. ZHANG Renhui, CHEN Xuebing, GUO Guangqiang, et al. Reconstruction and modal analysis for flow field of low specific speed centrifugal pump impeller[J/OL]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2018, 49(12): 143–149. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20181218&flag=1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.12.018. (in Chinese)
- [21] 李贝贝, 刘秀梅, 龙正, 等. 基于 Fluent 的节流阀油液空化流场数值分析[J]. *振动与冲击*, 2015, 34(21): 54–58. LI Beibei, LIU Xiumei, LONG Zheng, et al. Simulation and analysis for cavitation flow field in a throttle valve based on Fluent[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2015, 34(21): 54–58. (in Chinese)
- [22] 高红. 溢流阀阀口气穴与气穴噪声的研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2003. GAO Hong. The study on cavitation near the orifice of relief valve and cavitation induced noise[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2003. (in Chinese)
- [23] 李玉龙, 刘焜. 外啮合齿轮泵动态困油模型及其参数影响分析[J]. *农业机械学报*, 2009, 40(9): 214–219. LI Yulong, LIU Kun. Dynamic model of trapped oil and effect of related variables on trapped oil pressure in external spur-gear pump[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2009, 40(9): 214–219. (in Chinese)
- [24] 陈庆光, 吴玉林, 刘树红, 等. 轴流式水轮机全流道内非定常空化湍流的数值模拟[J]. *机械工程学报*, 2006, 42(6): 211–216. CHEN Qingguang, WU Yulin, LIU Shuhong, et al. Numerical simulation of unsteady cavitating turbulent flow in the whole flow passage of a Kaplan turbine[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2006, 42(6): 211–216. (in Chinese)

(上接第 419 页)

- [14] ERTURK N, VERNET A, CASTILLA R, et al. Experimental analysis of the flow dynamics in the suction chamber of an external gear pump[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2011, 53(2): 135–144.
- [15] CASTILLA R, GAMEZ-MONTERO P J, RAUSH G, et al. Method for fluid flow simulation of a gerotor pump using OpenFOAM[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2017, 139(11): 111101.
- [16] PELLEGRINI M, VACCA A, DEVENDRAN R S, et al. A Lumped parameter approach for gerotor pumps: model formulation and experimental validation[C]//10th International Fluid Power Conference, 2016: 465–476
- [17] LIU J J, SONG R, CUI M M. Improvement of predictions of petrophysical transport behavior using three-dimensional finite volume element model with micro-CT images[J]. *Journal of Hydrodynamics*, 2015, 27(2): 234–241.
- [18] SUNG H J, MIN H K, NAM Y J, et al. Design and experimental verification of a port plate in a gerotor pump to reduce pressure pulsation[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2018, 32(2): 671–678.
- [19] GAMEZ-MONTERO P, CASTILLA R, CODINA E, et al. GeroMAG: in-house prototype of an innovative sealed, compact and non-shaft-driven gerotor pump with magnetically-driving outer rotor[J]. *Energies*, 2017, 10(4): 435.
- [20] 王福军. 流体机械旋转湍流计算模型研究进展[J/OL]. *农业机械学报*, 2016, 47(2): 1–14. WANG Fujun. Research progress of computational model for rotating turbulent flow in fluid machinery[J/OL]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2016, 47(2): 1–14. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160201&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.02.001. (in Chinese)
- [21] DARYUS A, SISWANTARA A, DARMAWAN S, et al. CFD simulation of turbulent flows in Proto X-3 bioenergy micro gas turbine combustor using STD $k-\varepsilon$ and RNG $k-\varepsilon$ model for green building application[J]. *International Journal of Technology*, 2016, 7(2): 204–211.